

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning documents *will not* correct images,
Please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.

Control system for belt-type continuously variable transmission

Patent Number: ☐ US5427579
Publication date: 1995-06-27
Inventor(s): KUROKAWA TAKEMASA (JP); FUJII TORU (JP); KOYAMA HIDEO (JP);
KANEHARA SHIGERU (JP)
Applicant(s):: HONDA MOTOR CO LTD (JP)
Requested Patent: ☐ JP6117530
Application
Number: US19930129712 19930930
Priority Number
(s): JP19920285526 19920930
IPC Classification: F16H59/00
EC Classification: F16H37/02B1, F16H61/38C4E
Equivalents: JP2641011B2

Abstract

A belt-type continuously variable transmission has a drive pulley coupled to an input shaft, a driven pulley coupled to an output shaft, a V-belt trained around the drive and driven pulleys, a drive-pulley cylinder for varying the pulley width of the drive pulley, and a driven-pulley cylinder for varying the pulley width of the driven pulley. The belt-type continuously variable transmission is controlled by a control system including a high-pressure regulator valve for producing high-pressure control oil under a high control pressure, a low-pressure regulator valve for producing low-pressure control oil under a low control pressure which is lower than the high control pressure, a shift valve for selectively supplying the high-pressure control oil and the low-pressure control oil to the drive-pulley cylinder and the driven-pulley cylinder, and a shift controller for controlling the shift valve to move in a direction to eliminate an difference between a target speed ratio control value and a present speed ratio control value from a reference position in which an axial thrust force ratio between an axial thrust force required to be applied by the drive-pulley cylinder and an axial thrust force required to be applied by the driven-pulley cylinder to keep a present speed ratio constant.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19)日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-117530

(43)公開日 平成6年(1994)4月26日

(51)Int.Cl.⁵

F 1 6 H 61/02

9/00

// F 1 6 H 59:70

識別記号

庁内整理番号

8009-3J

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数2(全 23 頁)

(21)出願番号 特願平4-285526

(22)出願日 平成4年(1992)9月30日

(71)出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72)発明者 金原 茂

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内

(72)発明者 小山 英夫

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内

(72)発明者 藤井 透

京都市左京区岩倉花園町541-110

(74)代理人 弁理士 大西 正悟

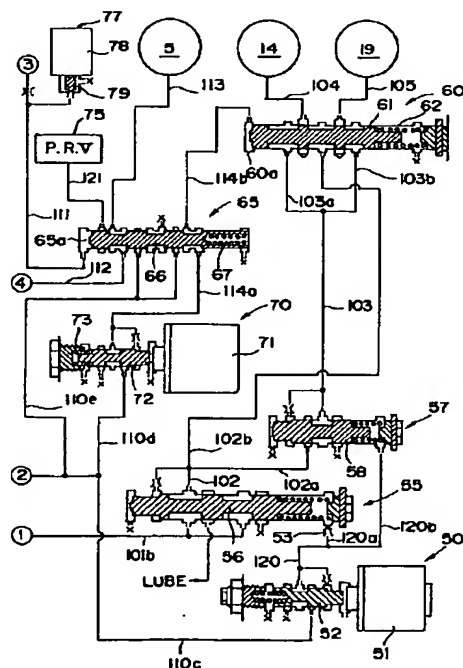
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 ベルト式無段変速機の制御装置

(57)【要約】

【目的】 定常偏差をできる限りなくすとともに良好な変速応答性を有する変速制御を行うことができるようにする。

【構成】 高制御圧PHを作り出す高圧レギュレータバルブ55と、この高制御圧PHより低圧の低制御圧PLを作り出す低圧レギュレータバルブ57と、高圧制御油および低圧制御油をドライブ側シリンダおよびドリブン側シリンダに振り分けて供給するシフトバルブ60と、シフトバルブの作動を制御するシフトコントロールバルブ70とから変速制御装置が構成される。シフトコントロールバルブ70は、現在の変速比を定常状態で保持するために必要なドライブ側シリンダの軸推力 Q_{dr} とドリブン側シリンダの軸推力 Q_{dn} との比(軸推力比) $\gamma = Q_{dr} / Q_{dn}$ が得られるようなシフトバルブ60の作動位置を基準位置とし、シフトバルブ60を、この基準位置から、変速目標値と変速現在値との偏差を零にする方向に作動させる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力軸に繋がるドライブ側可動ブーリと、出力軸に繋がるドリブン側可動ブーリと、これらドライブ側およびドリブン側可動ブーリ間に巻掛けられたVベルトと、前記ドライブ側可動ブーリのブーリ幅設定用のドライブ側シリンダと、前記ドリブン側可動ブーリのブーリ幅設定用のドリブン側シリンダとを有してなるベルト式無段変速機において、

高制御圧PHを有した高圧制御油を作り出す高圧レギュレータバルブと、この高制御圧PHより低圧の低制御圧PLを有した低圧制御油を作り出す低圧レギュレータバルブと、前記高圧制御油および低圧制御油を前記ドライブ側シリンダおよびドリブン側シリンダに振り分けて供給するシフトバルブと、このシフトバルブの作動を制御するシフトコントロール手段とからなり、このシフトコントロール手段は、

現在の変速比を定常状態で保持するために必要な前記ドライブ側シリンダの軸推力 Q_{dr} と前記ドリブン側シリンダの軸推力 Q_{dn} との比（軸推力比） $\gamma = Q_{dr}/Q_{dn}$ が得られるような前記シフトバルブの作動位置を基準位置として、前記シフトバルブを、この基準位置から、変速目標値と変速現在値との偏差を零にする方向に作動させる制御を行うことを特徴とするベルト式無段変速機の制御装置。

【請求項2】 前記Vベルトが、多数の金属駒をベルトストラップにより無端リングベルト状に保持してなり、前記ドライブ側およびドリブン側可動ブーリ間に巻掛けられた状態で、前記各金属駒が隣接する前記金属駒を押して駆動力を伝達するようになった押し駒式金属Vベルトであることを特徴とする請求項1に記載のベルト式無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、ベルト式無段変速機の変速制御を行う制御装置および方法に関し、さらに詳しくは、この変速制御を四方弁を用いて油圧制御を行う場合での制御装置および方法に関する。

【0002】

【従来の技術】ベルト式無段変速機は、例えば、それぞれブーリ幅が可変となったドライブ側およびドリブン側可動ブーリ間に金属Vベルトを巻掛けて構成されており、車両用変速機等として使用されつつある。このようなベルト式無段変速機における変速制御は、ドライブ側可動ブーリのブーリ幅設定用のドライブ側シリンダおよびドリブン側可動ブーリのブーリ幅設定用のドリブン側シリンダへ供給する油圧を制御して、すなわち、両可動ブーリの軸推力を制御してブーリ幅の制御を行うことによりなされる。

【0003】このような変速制御のため、従来ではドリブン側シリンダにはベルト張力を維持するに必要な油圧

が供給され、ドライブ側シリンダには変速制御用の流量制御弁を介してこの油圧を有した作動油が供給されるようになっており、この作動油の供給によりブーリ幅を変制御するようになっていた。しかしながら、この場合には、上記油圧は変速機の変速比、入力トルク等に対応して変化するため、変速制御速度が変速比、入力トルク等の影響を受けるという問題がある。

【0004】このようなことから、四方弁を用いてドライブおよびドリブンシリンダの一方に作動油を供給するとともに他方から作動油を流出させて変速制御を行うことも従来から知られている。例えば、特開昭62-196447号公報には、第1調圧弁により設定した第1ライン油圧と、第2調圧弁により設定した第1ライン油圧より低圧の第2ライン油圧とを、四方弁を介してドライブおよびドリブンシリンダに振り分け供給し、両油圧の差圧の故に一方のシリンダに作動油を供給するとともに他方のシリンダから作動油を排出して変速制御を行う装置が開示されている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、この制御においては、例えば、目標とする速度比（変速比）を実現できる軸推力を発生させるためのドライブ側シリンダ内の油圧 $P_{in'}$ が得られるように制御値が決定され、この油圧 $P_{in'}$ に補正油圧 ΔP_1 を加えて第1ライン油圧が決定される。この場合に、補正油圧 ΔP_1 を小さくすれば、定常偏差が大きくなり、目標変速比とのずれが大きくなって変速制御が不正確となるという問題がある。一方、補正油圧 ΔP_1 を大きくすれば、定常偏差は小さくすることができる（但し、零にできる訳ではない）が、不要に大きな第1ライン油圧を発生させることになり、動力損失が大きくなるという問題がある。

【0006】さらに、補正油圧 ΔP_1 は変速速度に影響を及ぼすため、補正油圧 ΔP_1 を小さくすると変速速度が遅くなり変速応答性が低下するという問題がある。逆に、補正油圧 ΔP_1 を大きくすると変速速度は速くなるが、目標変速比をオーバーシュートしてハンチングを起こすおそれがあるという問題がある。なお、このようなオーバーシュートを防ぐとともに定常偏差の発生をなくするため、PI（比例・積分）制御や、PID（比例・積分・微分）制御を行うことも考えられる。しかしながら、目標値までの収束時間が長くなり、変速応答性は低下するという問題がある。

【0007】本発明はこのような問題に鑑みたもので、定常偏差をできる限りなくすとともに良好な変速応答性を有する変速制御を行うことができるようなベルト式無段変速機の制御装置を提供することを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】このような目的達成のため、本発明の制御装置は、入力軸に繋がるドライブ側可動ブーリと出力軸に繋がるドリブン側可動ブーリとの間

にVベルトを巻掛けるとともに、ドライブ側可動ブーリのブーリ幅設定用のドライブ側シリンダと、ドリブン側可動ブーリのブーリ幅設定用のドリブン側シリンダとを有してなるベルト式無段変速機において、高制御圧PHを有した高圧制御油を作り出す高圧レギュレータバルブと、この高制御圧PHより低圧の低制御圧PLである低圧制御油を作り出す低圧レギュレータバルブと、高圧制御油および低圧制御油を前記ドライブ側シリンダおよびドリブン側シリンダに振り分けて供給するシフトバルブと、このシフトバルブの作動を制御するシフトコントロール手段とから構成される。そして、シフトコントロール手段は、現在の変速比を定常状態で保持するために必要なドライブ側シリンダの軸推力Qdrとドリブン側シリンダの軸推力Qdnとの比(軸推力比) $\gamma = Q_{dr}/Q_{dn}$ が得られるようなシフトバルブの作動位置を基準位置とし、シフトバルブを、この基準位置から、変速目標値と変速現在値との偏差を零にする方向に作動させる。

【0009】なお、Vベルトとしては、多数の金属駒をベルトストラップにより無端リングベルト状に保持してなり、ドライブ側およびドリブン側可動ブーリ間に巻掛けられた状態で、各金属駒が隣接する金属駒を押して駆動力を伝達するようになった押し駒式金属Vベルトを用いるのが好ましい。

【0010】

【作用】以上のような制御装置により変速制御を行えば、変速指令が出されたときに、そのときの変速比で定常走行した場合に必要な軸推力比 $\gamma = Q_{dr}/Q_{dn}$ となるシフトバルブの位置が基準作動位置として設定される。そして、この基準作動位置から変速目標値と変速現在値との偏差を零にするようにシフトバルブの作動が制御される。このため、変速開始時のみならず変速過渡状態においても、ドライブ側およびドリブン側ブーリの軸推力を最適にするような制御を行うことができる。また、そのときの変速比で定常走行したときの軸推力比となるシフトバルブ位置を基準作動位置として制御するので、定常偏差がほとんど発生しない。さらに、変速目標値と変速現在値との偏差を零にするような制御値が出力されるため、この偏差が大きいたときには急速に変速比を目標値に近づけ、偏差が小さくなるにしたがってゆっくりと変速比を目標値に近づける制御がなされ、最適な変速速度に基づく変速制御を行うことができる。

【0011】

【実施例】以下、図面に基いて、本発明の好ましい実施例について説明する。図1に本発明の制御装置により制御されるベルト式無段変速機の動力伝達経路を模式的に示している。このベルト式無段変速機は、入力軸1とカウンター軸2との間に配設された金属Vベルト機構10と、入力軸1とドライブ側可動ブーリ11との間に配設された遊星歯車式前後進切換機構20と、カウンター軸2と出力軸3a、3bとの間に配設された発進クラッ

チ5とから構成される。なお、本無段変速機は車両用として用いられ、入力軸1はエンジンENGの出力軸に繋がっており、出力軸3a、3bは左右の車輪に繋がる。

【0012】金属Vベルト機構10は、入力軸1上に配設されたドライブ側可動ブーリ11と、カウンター軸2上に配設されたドリブン側可動ブーリ16と、両ブーリ11、16間に巻掛けられた金属Vベルト15とからなる。この金属Vベルト15は、多数の金属駒を金属ベルトストラップにより無端リングベルト状に保持して構成される。この金属Vベルト15がドライブ側可動ブーリ11とドリブン側可動ブーリ16に巻掛けられた状態で、例えばエンジンENGによりドライブ側可動ブーリ11が駆動されると、金属駒が前方の金属駒を押して駆動力を伝達する。すなわち、この金属Vベルト機構10は、押し駒式金属Vベルト機構を採用している。

【0013】ドライブ側可動ブーリ11は、入力軸1上に回転自在に配設された固定ブーリ半体12と、この固定ブーリ半体12に対して軸方向に相対移動可能な可動ブーリ半体13とからなる。可動ブーリ半体13の側方には、固定ブーリ半体12に結合されたシリンダ壁12aにより囲まれてシリンダ室14が形成されており、このシリンダ室14内に供給される油圧により、可動ブーリ半体13を軸方向に移動させる側圧が発生される。

【0014】ドリブン側可動ブーリ16は、カウンター軸2に固設された固定ブーリ半体17と、この固定ブーリ半体17に対して軸方向に相対移動可能な可動ブーリ半体18とからなる。可動ブーリ半体18の側方には、固定ブーリ半体17に結合されたシリンダ壁17aにより囲まれてシリンダ室19が形成されており、このシリンダ室19内に供給される油圧により、可動ブーリ半体18を軸方向に移動させる側圧が発生される。

【0015】このため、上記両シリンダ室14、19への供給油圧(ブーリ制御油圧)を適宜制御することにより、両ブーリ11、16のブーリ幅を変化させることができ、これにより、Vベルト15の巻掛け半径を変化させて変速比を無段階に変化させることができる。

【0016】遊星歯車式前後進切換機構20は、入力軸1に結合されたサンギヤ21と、固定ブーリ半体12に結合されたキャリア22と、後進用ブレーキ27により固定保持可能なリングギヤ23と、サンギヤ21とリングギヤ23とを連結可能な前進用クラッチ25とからなる。前進用クラッチ25が係合されると全ギヤ21、22、23が入力軸1と一体に回転し、ドライブ側ブーリ11は入力軸1と同方向(前進方向)に駆動される。後進用ブレーキ27が係合されると、リングギヤ23が固定保持されるため、キャリア22はサンギヤ21とは逆の方向に駆動され、ドライブ側ブーリ11は入力軸1とは逆方向(後進方向)に駆動される。

【0017】発進クラッチ5は、カウンター軸2と出力軸3a、3bとの間の動力伝達をオン・オフ制御するク

10

20

30

40

50

ラッチであり、これが係合（オン）の時には、両軸2、3 a、3 b間での動力伝達が可能となる。このため、発進クラッチ5がオンのときには、金属Vベルト機構10により変速されたエンジン出力がギヤ6 a、6 bを介してディファレンシャル機構4に伝達され、このディファレンシャル機構4により左右の出力軸3 a、3 bに分割されて伝達される。また、発進クラッチ5がオフのときには、この動力伝達が行えず、変速機は中立状態となる。

【0018】このような構成のベルト式無段変速機には、変速制御等のための制御信号検出用の各種センサが配設されている。例えば、ドライブ側可動ブリー11の回転速度Ndrを検出する第1回転センサ35、ドリブン側可動ブリー16の回転速度Ndnを検出する第2回転センサ36、出力軸3 aの回転から車速Vを検出する第3回転センサ37、エンジンENGのスロットル開度（アクセル開度）を検出するスロットル開度センサ38等が図示のように配設されている。

【0019】上記構成のVベルト式無段変速機の制御装置について、図2および図3の油圧回路図を用いて説明する。なお、図2および図3を併せて一つの油圧回路図を構成しており、両図において、①、②、③、④で示す油路同士が繋がっている。この油圧回路においては、タンク30内の作動油が油圧ポンプ31により油路101に供給される。この作動油は、油路101 aを介してクラッチレデュースバルブ40に供給され、このクラッチレデュースバルブ40により減圧されてライン圧P1を有する作動油が油路110に供給される。なお、油路101内のポンプ31からの吐出油は、油路101 bを介して高圧レギュレータバルブ55にも供給される。

【0020】Vベルト機構10の両シリンダ室14、19に供給されてブリーへ側圧を付与する制御油圧Pdr、Pdnは、高低圧コントロールバルブ50と、高圧レギュレータバルブ55と、低圧レギュレータバルブ57とにより作られる。高低圧コントロールバルブ50には油路110 cを介して、クラッチレデュースバルブ40により作られたライン圧P1が供給されており、高低圧コントロールバルブ50は、ライン圧P1をリニアソレノイド51からスプール52に加わる押力に対応した制御背圧P2に変換し、この制御背圧P2を油路120に供給する。なお、この高低圧コントロールバルブ50においては、リニアソレノイド51の押力が最小のとき、制御背圧P2が最大でライン圧P1と同圧になるようになっている。このため、例えば、電気的な故障により、リニアソレノイド51が非通電状態となったときには、制御背圧P2はライン圧P1と等しくなる。

【0021】制御背圧P2は油路120 a、120 bを介して、それぞれ高圧レギュレータバルブ55および低圧レギュレータバルブ57に供給される。高圧レギュレ

ータバルブ55においては、ポンプ31から油路101 bを介して供給される油圧を、そのスプール56に作用する上記制御背圧P2の押力に対応した高制御圧PHに変換し、この高制御圧PHを有した高圧制御油を油路102に供給する。低圧レギュレータバルブ57は、油路102 aを介して供給される高制御圧PHを、スプール58に作用する上記制御背圧P2の押力に対応した低制御圧PLに変換し、この低制御圧PLを油路103に供給する。このように高および低制御圧PH、PLはともに制御背圧P2に対応して設定されるため、両油圧は一定の関係、具体的には、図7に示すような関係を有する値となる。

【0022】これら高制御圧PHおよび低制御圧PLはシフトバルブ60を介してVベルト機構10のシリンダ室14、19に振り分け供給され、変速比制御がなされる。このため、リニアソレノイド51はエンジンスロットル開度や、Vベルト機構10の変速比等に対応した押力を発生し、高制御圧PHおよび低制御圧PLは、エンジンスロットル開度および変速比に対応した所定の間隔を保つように設定される。具体的には、低制御圧PLはそのときの伝達トルクに対して金属Vベルト15をスリップさせずに保持させるに必要な軸推力を与える油圧に設定される。なお、高制御圧PHは所望の変速制御速度が得られるように低制御圧PLより高圧にする必要があり、上述のように、低制御油圧PLに対して図7に示すような関係となる値に設定される。

【0023】油路120 a中にはオリフィス53が配設されており、これにより、制御背圧P2に対する作動応答性が、低圧レギュレータバルブ57の方が高圧レギュレータバルブ55より高くなるようにしている。上記のようにポンプ31の吐出油が高圧レギュレータバルブ55に供給されており、高圧レギュレータバルブ55はポンプ31の吐出油の油圧をレギュレートするバルブとしての役割も果たしている。

【0024】上記のようにして作られた高制御圧PHおよび低制御圧PLを、両ブリー11、16のシリンダ室14、19に振り分けて供給することにより、ブリー幅を変化させて変速比制御がなされる。この供給制御を行うため、シフトバルブ60、シフトインヒビターバルブ65およびシフトコントロールバルブ70が図示のように配設されている。

【0025】シフトバルブ60は、ばね62により左方に付勢されたスプール61を有し、スプール61の左端は油路114 bに繋がる油室60 aに対向している。油室60 aには後述するようにシフト制御圧Pscを有した制御油が供給され、このシフト制御圧Pscとばね62とのバランスする位置にスプール61が位置する。すなわち、シフト制御圧Pscを制御することによりシフトバルブ60のスプール61の位置決め制御を行うことができる。

10

20

30

40

50

【0026】シフトバルブ60には、図示のように、油路102bを介して低制御圧PLが、また、油路103a、103bを介して低制御圧PLが供給されており、スプール61の位置に応じて、両制御圧が油路104、105を介して両シリンダ室14、19に振り分けられて供給される。このため、スプール61の位置に応じてシリンダ室14、19内の油圧が図8のように変化する。

【0027】例えば、スプール61が中立位置（このときのスプールストローク $S_p=0$ とする）において、ドライブプリー側シリンダ室14内の油圧（ドライブ側シリンダ油圧） P_{dr} とドリブンプリー側シリンダ室19内の油圧（ドリブン側シリンダ油圧） P_{dn} とが等しくなり、スプール61が右に移動するに応じてドライブ側シリンダ油圧 P_{dr} が低くなりドリブン側シリンダ油圧 P_{dn} が高くなる。逆に、スプール61が左に移動するに応じてドライブ側シリンダ油圧 P_{dr} が高くなりドリブン側シリンダ油圧 P_{dn} が低くなる。

【0028】油室60aに供給するシフト制御圧 P_{sc} を作り出すのがシフトコントロールバルブ70である。シフトコントロールバルブ70は、リニアソレノイド71と、スプール72と、ばね73とから構成され、油路110dからのライン圧 P_1 を、リニアソレノイド71からスプール72に加わる応力に応じた油圧すなわちシフト制御圧 P_{sc} に変換し、このシフト制御圧 P_{sc} を有した制御油を油路114aに供給する。油路114aはシフトインヒビターバルブ65を介して油路114bに繋がっており、シフト制御圧 P_{sc} がシフトバルブ60の油室60aに供給できるようになっている。

【0029】シフトインヒビターバルブ65はばね67によって左方に付勢されたスプール66を有する。このスプール66は右端油室65aに油路111を介して供給されるライン圧 P_1 により右方に押圧されるようになっており、このライン圧 P_1 により通常は図示のように右方に移動される。但し、油路111にはノーマルオープンタイプのソレノイドバルブ77が設けられており、このソレノイドバルブ77により油路111がドレン側に連通可能となっている。

【0030】ソレノイド78が通電状態のときには、スプール79により塞がれて油路111はドレンと遮断される。このため、ライン圧 P_1 が油室65aに供給され、スプール66は右に移動した状態となる。ところが、ソレノイド78の通電が断たれると、油路111がドレンに連通し、油室65aの油圧がほぼ零となり、スプール66はばね67に押されて左方に移動する。

【0031】シフトインヒビターバルブ65には、図示のように、ライン圧 P_1 を有した油路110e、発進クラッチ5に繋がる油路113、クラッチコントロールバルブ43に繋がる油路112およびビトーレギュレータバルブ75に繋がる油路121も接続されている。

【0032】ソレノイド78が通電されてスプール66が右方に移動した状態（図示の状態）では、油路112と油路113とが繋がりクラッチコントロールバルブ43からのクラッチ制御圧 P_{cc} が発進クラッチ5に供給され、油路114aと114bが繋がりシフトコントロールバルブ70からシフト制御圧 P_{sc} がシフトバルブ60の油室60aに供給される。一方、ソレノイド78が非通電となりスプール66が左方に移動されると、油路121と油路113が繋がりビトーレギュレータバルブ75からのビトー圧（エンジン回転に対応する油圧） P_{pt} が発進クラッチ5に供給され、油路110eと油路114bが繋がりライン圧 P_1 がシフトバルブ60の油室60aに供給される。

【0033】なお、このソレノイド78は通常は常時通電されるようになっており、電気的な故障（断線等）により電力供給が断たれた場合等には、これが非通電となり、スプール66が左に移動される。この結果、電気的な故障時には、ライン圧 P_1 が油室60aに供給され、シフトバルブ60のスプール61は完全に右動された状態となる。これにより、油路102bおよび105を介してドリブン側シリンダ室19に高制御圧 P_H が供給され、油路103aおよび104を介してドライブ側シリンダ室14に低制御圧 P_L が供給され、変速比 i はLOWとなる。

【0034】但し、電力供給停止時には高低圧コントロールバルブ50のリニアソレノイド51も作動しないのであるが、高低圧コントロールバルブ50からはリニアソレノイド51の通電電流が零のときの制御背圧 P_2 （＝ライン圧 P_1 ）が油路120に供給されるため、高圧および低圧レギュレータバルブ55、57から油路102、103にはこのときの制御背圧 P_2 に対応した高および低制御圧 P_H 、 P_L が供給される。

【0035】電気的な故障等によりシフトインヒビターバルブ65のスプール66が左動したときには、さらに、油路121と113が繋がり、ビトーレギュレータバルブ121が発進クラッチ5と繋がる。ビトーレギュレータバルブ121はエンジン回転で回転する円形の油溝内に突出するビトー管を有し、エンジン回転に対応するビトー油圧 P_{pt} を取り出すバルブである。このため、このときには、ビトー油圧 P_{pt} が発進クラッチ5に供給される。

【0036】このように、発進クラッチ5は、通常（電気的な故障等がないとき）は、油路112、113およびこれら油路間に配設されたシフトインヒビターバルブ65を介してクラッチコントロールバルブ43に繋がり、このバルブ43から供給されるクラッチ制御圧 P_{cc} により係合制御がなされる。クラッチコントロールバルブ43は油路110fからのライン圧 P_L をリニアソレノイド44により制御してクラッチ制御圧 P_{cc} を作り出す。

【0037】一方、電氣的故障が発生して電力供給が断たれたときには、リニアソレノイドバルブ43は作動させることができなくなる。しかしこのときには、前述のように、シフトインヒビターバルブ65のスプール66が左動され、油路112は閉じられ、代わりに油路121および油路113を介してビトーレギュレータバルブ75が発進クラッチ5に繋がる。これにより、このときには、発進クラッチ5にはビトー油圧Pptが供給される。このため、エンジン回転が低回転で発進クラッチ5はOFFで、回転が高くなるとこれがONとなる。

【0038】ライン圧P1は油路110gを介してマニュアルバルブ46にも供給されており、これにより前進*

スプール位置	前進用クラッチ	後進用ブレーキ
P	OFF	OFF
R	OFF	ON
N	OFF	OFF
D	ON	OFF
S	ON	OFF
L	ON	OFF

【0040】次に、以上のように構成された制御装置による変速制御について詳しく説明する。この変速制御は電氣的な故障等がない場合の制御であり、シフトコントロールバルブ70のリニアソレノイド71への通電電流を制御することにより行われる。この制御内容を図4のフローチャートに示しており、このような制御が制御装置に内蔵のマイクロコンピュータ等を用いてなされる。

【0041】この制御においては、まず、スロットル開度センサ38によりエンジンENGのスロットル開度 θ_{th} を読み取り、第1～第3回転センサ35、36、37によりドライブ側ブリー回転 N_{dr} (=エンジン回転 N_e)、ドリブン側ブリー回転 N_{dn} および車速 V を読み取る(ステップS1)。

【0042】次に、ステップS2に進み、このようにして読み取ったスロットル開度 θ_{th} および車速 V に基づいて目標エンジン回転数 N_{eo} を決定する。この目標エンジン回転数 N_{eo} は、図5に示すように、スロットル開度と車速とに対応して予めテーブル状に設定されてメモリに記憶されているので、このメモリから上記のように読み取ったスロットル開度 θ_{th} および車速 V に対応する目標エンジン回転数 N_{eo} を読み出して決定する。なお、図5

に示す実線LOWおよびTOPは変速比が最大および最小のラインであり、変速比がこの範囲内で使用されるため、目標エンジン回転数もこの範囲内において設定されている。

【0043】そして、ステップS3において、目標エンジン回転数 N_{eo} と実エンジン回転数 N_{ea} との偏差 ΔN_e ($=N_{eo}-N_{ea}$)を演算する。但し、この偏差 ΔN_e を零にするように変速制御が行われるものであるため、このときの変速制御速度を適正化するために所定ゲイン K が乗じられたものが偏差として用いられる。なお、この

*用クラッチ25および後進用ブレーキ27の作動制御がなされる。マニュアルバルブ46は運転席のシフトレバーとコントロールケーブルを介して繋がっており、運転者の手動操作により作動される。その手動操作位置としてはP、R、N、D、S、Lの6位置があり、この操作位置に応じて、マニュアルバルブ46のスプール47は図示の対応位置に移動される。なお、図においては、スプール47がN(中立)位置にある状態を示している。

【0039】スプール47の位置と前進用クラッチ25および後進用ブレーキ27の作動状態との関係は次のようになる。

20 変速機においてはエンジン出力軸がドライブ側ブリー11と直結されているため、実エンジン回転数 N_{ea} は第1回転センサ35の検出値から求まる。

【0044】さらに、ステップS4において、上記のように読み取ったドライブ側ブリー回転 N_{dr} およびドリブン側ブリー回転 N_{dn} から現在の変速比 i_a ($=N_{dr}/N_{dn}$)を演算する。そして、ステップS5において、この現在の変速比 i_a を定常状態で保持するために必要なドライブ側シリンダ14からベルト15に加えるべき軸推力 Q_{dr} とドリブン側シリンダ19からベルト15に加えるべき軸推力 Q_{dn} との軸推力比 γ_a を決定する。

30 【0045】本出願人は金属Vベルト式無段変速機についての種々の実験を行うことにより、安全率 S_f (ベルトのスリップ限界に対する余裕率)が約1.3の場合に、変速比 i を定常状態で保持した場合には、変速比 i と軸推力比 γ とがほぼ図6において曲線で示すような関係になることを見いだした。この関係は一義的に決まるもので、伝達トルクや軸推力の大きさにほとんど影響されないことも分かった。また、この図は安全率 S_f が約1.3の場合であるが、これよりある程度大小バラツキ

40 てもこの関係はほとんど変化しない、すなわち、安全率 S_f が実用範囲内の場合にはこの図の関係がほぼ成立するとも言えることも見いだした。この図から分かるように、変速比 $i=2.0$ のときに軸推力比 γ がほぼ1.0となる。すなわち、ドライブ側シリンダ14からベルト15に加えるべき軸推力 Q_{dr} とドリブン側シリンダ19からベルト15に加えるべき軸推力 Q_{dn} とが等しいときに、変速比 i はほぼ2.0となる。

【0046】ステップS5においては、図6に示す関係から、現在の変速比 i_a に該当する軸推力比 γ_a を読み取る。例えば、現在の変速比 i_a が2.0であれば軸推力

比 γ_a は1.0であり、現在の変速比 i_a が1.0であれば、軸推力比 γ_a は1.4である。このようにして読み取った軸推力比 γ_a が現在の変速比を定常保持するに必要とされる軸推力比である。

【0047】次いで、ステップS6に進み、高圧レギュレータバルブ55により設定される高制御圧 P_H と、低圧レギュレータバルブ57により設定される低制御圧 P_L とを決定する。図6に示すように、変速比 i が実用範囲(約0.5~2.5の範囲)にある場合には、軸推力比 γ はほぼ1.0以上であり、ドライブ側プーリの軸推力 Q_{dr} がドリブン側プーリの軸推力 Q_{dn} より大きくなる。このため、低制御圧 P_L は、ドリブン側プーリにおいてスリップが生じない程度の適切な軸推力が得られるような値に設定される。

【0048】このため、この低制御圧 P_L は、式 $P_L = (S_f \times T_{in} \times \cos \alpha) / (2 R_{dr} \times \mu_{dn} \times S_{dn})$ 但し、 S_f : 安全率(スリップ限界に対する余裕率で、約1.3程度の値が設定される)

T_{in} : 入力軸トルク

α : プーリ側面の傾斜角(図1参照)

R_{dr} : ドライブ側プーリへのベルトの巻掛け半径

μ_{dn} : ドリブン側プーリとベルトとの摩擦係数

S_{dn} : ドリブン側シリンダ室の受圧面積

により求められる。

【0049】一方、高制御圧 P_H は、このようにして低制御圧 P_L が決まると図7の関係から自動的に決まる。すなわち、低制御圧 P_L が上記式(2)により求められると、この低圧レギュレータバルブ57によりこの低制御圧 P_L が作られるように、高低圧コントロールバルブ50のリニアソレノイド51の通電電流制御がなされる。このとき、高低圧コントロールバルブ50の制御背圧 P_2 は高圧レギュレータバルブ55にも供給されており、これにより作り出される高制御圧 P_H は、低制御圧 P_L に対して図7の関係となるようになっている。

【0050】このようにして高制御圧 P_H および低制御圧 P_L が決まると、これら両制御圧 P_H 、 P_L がシフトバルブ60を介してドライブ側およびドリブン側シリンダ14、19に供給される場合での、シフトバルブ60のストローク S_p と両シリンダ14、19に供給される油圧 P_{dr} 、 P_{dn} との関係が図8のように定まる。そこで、ステップS7に進み、ステップS5において決定された軸推力比 γ_a を得るために必要なシフトバルブ60のストローク $S_p(1)$ を決定する。なお、このストローク $S_p(1)$ の位置を基準位置と称する。

【0051】この基準位置では、図8に示すように、ドライブ側シリンダ14の油圧(ドライブ油圧)は $P_{dr}(1)$ で、ドリブン側シリンダ19の油圧(ドリブン油圧)は $P_{dn}(1)$ である。両シリンダ14、19の受圧面積をそれぞれ S_{dr} 、 S_{dn} とすると、両シリンダ14、19から加わる軸推力 Q_{dr} 、 Q_{dn} は、

$$Q_{dr} = P_{dr} \times S_{dr}$$

$$Q_{dn} = P_{dn} \times S_{dn}$$

であり、このときの軸推力比 $\gamma_a = Q_{dr} / Q_{dn}$ となる。逆に言えば、軸推力比 γ_a が得られるようなストローク $S_p(1)$ を求め、これを基準位置とする。

【0052】なお、高制御圧 P_H および低制御圧 P_L が定まれば、図8の関係は設定でき、且つ変速比 i_a とこの変速比 i_a を達成する軸推力比 γ_a との関係は図6のように定まっているので、例えば、図9に示すように、低制御圧 P_L 毎に変速比 i_a とシフトバルブ60のストローク S_p との関係を予め設定おくことができる。このため、図9の関係を予めメモリに記憶しておき、変速比 i_a と低制御圧 P_L が決まると、メモリからこれらに対応するストローク S_p を読み取って、上記基準位置を決定することができる。

【0053】そして、ステップS8に進み、ステップS3において演算した偏差($=K \cdot (N_{eo} - N_{ea})$)とステップS7において求めた基準位置とを示す信号とを加えて変速制御値を求める。そして、この変速制御値を制御信号として、シフトコントロールバルブ70のリニアソレノイド71への通電制御を行う。これにより、基準位置をを基準として変速目標値(目標エンジン回転数 N_{eo})と変速現在値(実エンジン回転数 N_{ea})との偏差 ΔN_e を零にするような変速制御がなされる。この場合、基準位置は現在の変速比を維持する位置、すなわち、実エンジン回転数 N_{ea} が得られる位置である。このため、この基準位置から上記偏差 ΔN_e を零にする制御を行えば、定常偏差の生じない変速制御を行うことができる。なお、変速速度は偏差 ΔN_e に乘じられるゲイン K (ステップS3参照)を調整して適切な値に設定できる。

【0054】以上の変速制御値を決定するフローは、図10のブロック図のように構成される。まず、目標エンジン回転数 N_{eo} から実エンジン回転数 N_{ea} が減じられてエンジン回転数偏差 ΔN_e ($N_{eo} - N_{ea}$)が演算され、これにゲイン K が乘じられる(ブロックB1)。この信号($=K \times \Delta N_e$)にブロックB2からの基準位置信号が加えられて変速制御信号が求められる。

【0055】この変速制御信号に基づいて変速制御がなされるのであるが、この変速制御装置は切換信号発信器B4を有しており、リバース設定時等においてはこの切換信号発信器B4からLOW固定モード信号が切換スイッチB5に出力される。切換スイッチB5は通常はブロックB1からの制御信号を通すのであるが、切換信号発信器B4からLOW固定モード信号が出力されると、切換スイッチB5はLOW電流発信器(ブロックB3)側に繋がり、LOW電流をリニアソレノイド駆動電流としてブロックB6に流す。

【0056】ブロックB6においては、切換スイッチB5から選択されて送られる変速制御信号に基づいて高低圧コントロールバルブ50のリニアソレノイド51の通

電流制御がなされる。これにより、ドライブ側およびドリブン側プーリ11、16のシリンダ室14、19内の油圧が制御され、変速がなされる(ブロックB7)。その結果、実エンジン回転数 N_{ea} が変化するが、この変化後の実エンジン回転数 N_{ea} を用いて変速制御が継続される。

【0057】なお、ブロックB1においては偏差 ΔN_e にゲイン K を乗じて制御値を演算しており、この制御はいわゆるP(比例)制御であるが、この部分において、PI制御、PID制御等を行っても良い。

【0058】以上説明した変速制御において用いた変速比 i と軸推力比 γ との関係(図6に示す関係)は、本出願人が金属Vベルト式変速機構を用いて種々の実験を行って研究した結果、見いだしたものであり、これについて以下に説明する。

【0059】1. 押し駒式金属Vベルト(以下、金属Vベルトと呼ぶ)に限らず、いわゆるVベルトを用いた無段変速機(以下、CVTと称する)システムではプーリの溝幅を変えることによって変速がなされる。自動車用では、このプーリ溝幅は油圧により制御されることが多い。しかし、スムーズで高い伝達効率をえるために、駆動、従動両可変溝幅プーリの推力をどのように制御すればよいのか不明な点が多い。最近、この金属Vベルトを用いたCVTの伝達特性、機構を明らかに使用とする試みがいくらか見られる。しかし、過渡応答はもちろん、定常状態の両プーリの推力比についても十分明らかにされてはいない。比較的古くから研究されてきたゴム製VベルトやブロックタイプVベルトを用いたCVTでも、2つのプーリの推力関係が徐々に明らかにされつつあるが、それらの結果が機構の異なる金属Vベルトに適用で

きるか不明である。

【0060】本研究では、押しコマ式金属ベルトの定常状態での駆動側および従動側プーリ推力と伝達トルクの関係を実験的に明らかにするとともに、これらの関係に及ぼす回転数の影響も調べる。また、ゴム製Vベルトを用いたCVTに対するプーリ推力式が金属Vベルトを用いたCVTに有効であるかを調べる。さらに、定常状態でのプーリ推力比 γ を見積ることができる実用式を求める。

【0061】2. 実験

2.1 押しコマ式金属製VベルトとCVT

本研究では、金属製VベルトとしてVan Doorne's Transmissie社により自動車用CVTに開発されたベルト10*

$$Q_{dn} = \frac{T_{in} \cos \alpha}{2\mu R_{dr}}$$

【0066】ここで、 α はベルトのV角の $1/2$ 、 R_{dr} は駆動側プーリのピッチ円半径、 μ はブロック/プーリ間の最大摩擦係数で、低速回転の時は約0.1、高速回転の時は0.09程度となる。従って、パラメータT

*0(図11)を用いた。このベルト100は(スチール)リング101とVアングルを有する(スチール)ブロック102により構成されている。実験に用いたブロック102の概略寸法を図12に示す。リング101は、約0.2mmの板厚で、11枚重ねあわされたものを、左右1帯ずつ有している。

【0062】2.2 試験装置

図13に金属Vベルト100を用いたCVT試験装置を示す。本実験に用いたCVTでは油圧により駆動側および従動側プーリ推力 Q_{dr} 、 Q_{dn} を与え、プーリ溝幅を変化させる。従動側プーリはロードセル111を介して固定されており、2つのプーリ間に働く張力(プーリ軸間力 F_s)を測定することができる。動力は電動モータ110により与える。種々の試験条件でCVTの定常運転時の駆動側および従動側プーリ推力 Q_{dr} 、 Q_{dn} 及びプーリ軸間力 F_s を測定する。ここで、変速比は $i = \text{駆動側プーリ回転数} / \text{従動側プーリ回転数}$ で定義される。トルク比 r は次式で定義される。トルク比 $r = (\text{伝達トルク} T_r) / (\text{与えられた従動側推力} Q_{dn} \text{のもとですべりを生じる限界トルク} T_{r'})$

【0063】以下の手順により所定の条件での実験を行う。

(1) 所定の限界トルク $T_{r'}$ に対応する従動側プーリ推力 Q_{dn} を与える。

(2) 所定の変速比 i 、トルク比 r となるように駆動側プーリ推力を調節する。

回転数の影響を調べるため、定則および高速試験を行った。定則回転ではベルト周速がそれぞれ約1.1および2.2/sec($i = 0.5$ の時、駆動側プーリが概ね150および300rpm.)となるようにモータの回転を調節した。高速回転では駆動側プーリの回転数をいずれの条件でも一定に保って試験を行った。

【0064】3. 実験結果および考察

3.1 各変速比 i におけるプーリ推力比 Q_{dr}/Q_{dn} とトルク比 r の関係

図14～図18に、限界トルク $T_{r'}$ をパラメータに変速比 $i = 2$ (Low～0.5(High))でのプーリ推力比 Q_{dr}/Q_{dn} に及ぼすトルク比 r の影響を示す。ここで、データは示さないが、限界トルク $T_{r'}$ と従動側プーリ推力 Q_{dn} の間には次式で示される線形な関係が得られている。

【0065】

【数1】

$$(1)$$

r' は Q_{dn} とも対応する。次節で述べるように、CVTではその特性を評価するのにトルク比の代わりにトラクション係数(Traction coefficient) λ ($= T_r / F_s$ 、 F_s :プーリ軸間力)が用いられることが多い。この

場合、 λ の値を知るためにFsが必要である。本研究でもロードセルによりFsを測定しているため、 λ をもとめることができる。しかし、CVTの構造から、実働中にFsを測定し、CVTの制御にもちいることは難しく、実用的でない。2つのプーリ軸が固定されていることから、駆動側および従動側プーリの回転数、伝達トルクに対して駆動側および従動側プーリ推力を変えることによって一般的にCVTの制御がなされる。従って、CVTの運転特性は図14～図18のようにトルク比によって整理されるほうが実用的であるとかんがえられる。これらの図から明らかなように、 Q_{dr}/Q_{dn-r} 関係に及ぼす限界トルク T_r' の影響は少ない。わずかに $i = 0.8$ の場合、軽負荷で他の場合より値の違いが目立つに過ぎない。

【0067】先に述べたように、いずれの変速比においても Q_{dn} と T_r' の関係は線形である。従って、この金属Vベルトを用いたCVTでは動力の伝達機構は T_r' 、言い換えれば従動側プーリ推力に対して線形な関

$$\frac{P}{2} = N \sin \alpha \pm F_r \cos \alpha \quad (2)$$

【0070】摩擦 F_r の前の符号は、ブロックがプーリに入り込むのを阻止するように働く摩擦力を正(図中、上向き)としている。また、 q の積算値はプーリ推力となる。ここで、 q と N および F_r との間には上式と ※

$$q = N \cos \alpha \mp F_r \sin \alpha \quad (3)$$

【0072】ブロックとプーリ間の半径方向の滑り摩擦係数を μ_r 、円周方向の滑り摩擦係数を μ_t とすれば F_r および F_t は次式であたえられる。 ★

$$F_r = \mu_r N$$

$$F_t = \mu_t N \quad (4)$$

【0074】ただし、 μ_r と μ_t との間には
【0075】 ☆

$$\mu = \sqrt{\mu_t^2 + \mu_r^2} \quad (5)$$

【0076】の関係がある。負荷が大きく、ブロック／プーリ間で滑りが生じているとすれば、 F_t が大きくなれば F_r は小さくなる。しかし、一般には $\alpha = 11^\circ$ 程度と小さく、 F_r の符号、摩擦係数の大きさにかかわら ◆40

$$q \cong N \quad (6)$$

【0078】

【0079】 *

$$Q \cong k \theta_0 \quad (7)$$

ここで、 θ_0 はプーリ巻き付き角である。従動側推力 Q_{dn} が一定の場合、 μ_t が大きくなり F_r が小さくなっていると考えられる高負荷領域では、式(6)が良い近似となって負荷の変化に伴う駆動側のプーリ推力の変化も少ないと考えられる。実験結果もこの考えと一致してい

* 係となっていることがわかる。これは後述するGerbertらの従来の(ゴム製連続)Vベルトを対象とした理論解析で、プーリ推力比がトラクション係数 λ を用いて無次元的に表されていることと対応している。

【0068】 Q_{dr}/Q_{dn-r} 関係は概ね2本の折れ曲がる直線で表される。特に、速度比が $i = 2 \sim 1$ までのLowからMiddle rangeにおいてはその傾向がよく現れている。折れ曲がる位置は大体 $r = 0.4$ 辺りである。その後、トルク比によらず Q_{dr}/Q_{dn} はほぼ一定である。無負荷時の $Q_{dr}/Q_{dn} (= Q_{0dr}/Q_{0dn})$ は i の概ね逆数となっている。図19はブロックに働く力を示す。せん断力 F_t のプーリ上での積算値が伝達力 T_r/R (R : どちらか一方のプーリ・ピッチ円径)となる。リングからの垂直押し付け力 P とブロック垂直反力、半径方向摩擦 F_r との間には次の関係がある。

【0069】

【数2】

※同様、次の関係がある。

【0071】

【数3】

★【0073】

【数4】

☆【数5】

☆

◆ずプーリ推力は専ら

【0077】

【数6】

*【数7】.....

*

る。

【0080】無負荷の場合にもプーリ円周方向には伝達力がなく、プーリの推力がすべてブロックからの反力で支えられるとして考えれば駆動、従動側プーリのベルト巻き付け角 θ_{dr} 、 θ_{dn} の比として次式で与えられる。

【0081】

* * 【数8】

$$\frac{P_{dr}}{P_{dn}} = \frac{\tan \alpha + \mu_{dn}}{1 + \mu_{dn} \tan \alpha} \cdot \frac{1 + \mu_{dr} \tan \alpha}{\tan \alpha + \mu_{dr}} \cdot \frac{\theta_{dr}}{\theta_{dn}} \quad (8)$$

【0082】ここで、 μ_{dr} 、 μ_{dn} はそれぞれ駆動側、従動側プーリでのブロックとプーリ間に働く摩擦係数であり、両者が等しいとすれば Q_{odr}/Q_{odn} は摩擦係数の影響を受けない。図20は変速比 i と Q_{odr}/Q_{odn} の関係をしめす。図中、破線で示される曲線は式(8)によってもとめた。○は実験値である。計算では $\mu_{dr} = \mu_{dn}$ とした。計算結果と実験結果を比べると、計算でも i の増

加と共に Q_{odr}/Q_{odn} が現象するなど、定性的には一致する。しかし、 $i = 1$ をのぞいて両者は一致しない。【0083】式(8)によって実験結果と計算結果を一致させようとするれば、2つのプーリでお互いに異なる摩擦係数を用いなければならない。図21は図5で計算結果を実験結果と一致させるようにした場合の摩擦係数の比 μ_{dr}/μ_{dn} と変速比 i の関係を示す。 $i = 1$ の場合には2つのプーリで摩擦係数が等しいが、その他の場合には、計算上、異なる摩擦係数を与える必要がある。ベルト周速の差が小さい場合、2つのプーリで摩擦係数が異なることは考えにくい。このことから、 $i > 1$ 、および $i < 1$ の場合で、ベルトとプーリ間でマクロ的には力の伝達がキャンセルされて、見掛け上伝達トルクが0の無負荷においても、両者の接触線に沿って局所的に複雑な伝達力分布が存在していることが伺える。

【0084】図22に、押し駒式金属製VベルトCVTの伝動状態およびブロックの速度とリングの速度を示す。ブロックは駆動側プーリ出口aから送り出され、bで従動側プーリにはいる。押し駒式VベルトCVTで ※30

$$\omega_{dr} = V_b / R_{dr} \quad \omega_{dn} = V_b / R_{dn} \quad (9)$$

【0088】となる。駆動側プーリ中でのサドル面の接線速度は $V_{sdr} = (R_{dr} + d) \omega_{dr}$ で与えられる。従動側の場合も同様に $V_{sdn} = (R_{dn} + d) \omega_{dn}$ となり、2つのプーリでサドル面の周速が異なる。ここで、 d はIdeal pitch circle半径とサドル面半★

$$\frac{V_{sdr}}{V_{sdn}} = \frac{(R_{dr} + d)}{(R_{dn} + \frac{d}{i})} \quad (10)$$

【0090】上式によれば、 $i < 1$ では $V_{sdr} < V_{sdn}$ で従動側の周速がはやくなる。 $i > 1$ では、駆動側が速くなる。その速度差はリングのElastic slipによって予測される値よりはるかに大きく、どちらか一方のプーリ中のブロックサドル面でリングはSliding slipせざるを得ない。この場合、リング/ブロック間の面圧の積分値の小さい方、すなわち、巻き付き描く小さいプーリでリングのSliding slipが起ると考えるのが自然である。従って、 $i > 1$ の

※は、負荷が大きいときトルクは主としてブロックの圧縮力 E によって伝達されと考えられる。したがって、弦 $a \sim b$ 間(Side 1)では圧縮力が発生している。一方、弦 $c \sim d$ 間(Side 2)では、ブロック間に隙間ができるため、ブロック間に圧縮力は働かない。図22ではこのことを強調して描いている。後述するように、変速比と伝達トルクの大きさによってはSide 2でもお互いにブロックが圧縮し合う場合もある。

【0085】Ideal pitch line上では見掛け上、ブロックとプーリが滑りなく運動する。一方、リングとブロックの接触面(サドル面)は図13に示されるようにブロックとプーリの接触面(力の伝達面)より上方に位置する。実際、ブロックの厚さ方向の合剛性が非常に高いことから、ブロックのプーリ接触域でのElastic slipは非常に小さいと考えられ、その結果、Ideal pitch lineも隣合うブロックの接触線位置であると考えられる。従って、プーリ溝中ではこのpitch lineに沿ってブロックはプーリと固着して運動していると見做すことが出来る。

【0086】駆動側および従動側プーリの出入り口におけるブロックの速度を V_b とすると、駆動側プーリおよび従動側プーリの回転速度 ω_{dr} 、 ω_{dn} はそれぞれ

【0087】
【数9】

★径の差である。両者の比は次のように変速比 i に影響される。

【0089】
【数10】

場合は図23のように駆動側で滑ると考えられる。その結果、 $a \sim b$ 間のリング張力はゆるみ側張力 T_2 、 $c \sim d$ 間では張り側張力 T_1 となることが予想される。

【0091】一方、 $i < 1$ の場合は図24のように従動側で滑り、リングとプーリの滑りから考えると、従動側プーリが平ベルト伝動での駆動側プーリとみなすことができる。従って、Side 1のリング張力が張り側張力 T_1 、Side 2ではゆるみ側張力 T_2 となることが予想される。変速比 i が $i > 1$ の図23において、伝達ト

ルックが小さい場合や無負荷でもそれぞれ図示する位置で T_1 、 T_2 が生じることには変わりはない。その結果、このままではこのリングの張力差 ($T_1 - T_2$) により見掛け上トルクが伝達されることになり、外部の力の条件と矛盾する。この張力差を打ち消し合うため、無負荷や、低負荷では Side 2 側でブロックが押し合い、圧縮力 E が生じなければならない。負荷が増せば Side 2 側でのブロック間圧縮力 E が減少する。さらに負荷が増せば Side 1 側で E が生じ、これによりトルクの多くを伝達する。

【0092】 $T_1 - T_2$ の大きさは Sliding slip により定まると考えられる。すなわち、リングが Sliding slip しているプールのベルト巻き*

$$\bar{E} = T_2 - T_1 + E$$

【0094】図14～図18において、変速比が高い ($i < 1$) 場合には r が小さいところでの Q_{dr}/Q_{dn} の減少が少ない。その結果、 r の広い範囲で Q_{dr}/Q_{dn} はほぼ一定となっている。 r が大きい領域で、一定となった Q_{dr}/Q_{dn} の値は i の減少と共に増加する。変速比

【0095】次に、 $Q_{dr}/Q_{dn} - r$ 関係に及ぼすプーリ回転数の影響を検討する。図25～図27はプーリ回転数を変えたときの $Q_{dr}/Q_{dn} - r$ 関係を $i = 2, 1, 0.5$ について示す。限界トルク $T_{r'}$ は 76.4 Nm である。低速回転域でプーリ回転数 (正確にはこの場合、ベルト周速) を変えても $Q_{dr}/Q_{dn} - r$ 関係に変化は認められない。また、プーリ回転数が大きく異なった場合でも、 $i = 2$ と1では低速 ($150, 300 \text{ rpm}$) と高速 (3000 rpm) の違いは少ない。さらに、トルク比が大きいところでは回転数が異なっても

【0096】図28はトルク比 $r = 0.77$ における変速比 i とプーリ推力比 Q_{dr}/Q_{dn} の関係を示す。 Q_{dr}/Q_{dn} と i の関係はほぼ1本の曲線で表される。しかし、変速比が $i \leq 0.8$ と小さい領域ではデータのばらつきが大きくなるとともに低速回転と高速回転で差が見られる。高速の場合、 Q_{dr}/Q_{dn} は低速より大きい値を示し

* 付き角を θ_0 とすれば、 $T_1/T_2 = e^{\mu \theta_0}$ (ただし、 $T_1 > T_2$) となる。2つのプーリ中のブロックのサドル面接線速度差は負荷が伝達されない場合にも生じる。リングがプーリ中のブロック上を滑り、プーリを挟んでリング張力が $T_1 = T_2$ (または、 $T_2 = T_1$) となることから、Sliding slipする側のプーリ上で全域に渡ってリングに張力分布が生じる。また、Sliding slipしない側のプーリ上でも局所的にリングにElastic slipによる張力分布が生じる。伝達力 E は次式で与えられる。

【0093】

【数11】

(11)

た後、 i の減少と共にその増加は鈍くなり、低速より Q_{dr}/Q_{dn} の値が小さくなる。なお、ばらつきの大きさを考えれば、 2000 rpm 以上では $i \leq 0.8$ でも Q_{dr}/Q_{dn} に及ぼす回転数の影響は少なくなると言える。

【0097】3.2 駆動側及び従動側プーリ推力 Q_{dr} 、 Q_{dn} とトラクション係数 λ の関係

前節でも述べたように各プーリ推力はトラクション係数により評価される場合が多い。Gerbertらはゴムベルトを用いたCVTを対象として両者の関係を理論的に求める試みを行っている。プーリ推力に関してはほかにもいくつかの半理論、経験式が提唱されている。Kimらは金属Vベルトを用いたCVTの機構解析を試みている。彼らはその報告の中で、トラクション係数とプーリ推力の関係はGerbertの理論とよく一致すると述べている。ただし、駆動側プーリと従動側プーリで

【0098】図29～図31は変速比 $i = 2, 1, 0.5$ について、 Q_{dr} 、 $Q_{dn} - \lambda$ 関係を示す。この関係においては、図25～図27の場合以上にプーリ回転数の影響が強く見られる。低変速比域 ($i = 0.5$) では駆動側プーリ推力 P_{dr} に、高変速比 ($i = 2$) では従動側プーリ推力 Q_{dn} に回転数の影響が大きい。 $i = 1$ では両プーリ推力にプーリ回転数の影響が見られる。プーリ推力に及ぼす回転数の影響は必ずしも特定のトラクション係数域に限らない。CVTの制御の観点から考えると、このようにプーリ推力をトラクション係数で整理することは的切でないように思われる。

【0099】図32～図34はGerbertの理論により求めた λ と各プーリ推力の関係である。摩擦係数 μ を0.06、0.09、0.12と変化させた。摩擦係数を変化させれば $\lambda - (Q_{dr}, Q_{dn})$ 曲線は図中、上下に移動する。計算結果を図29～図31の試験結果と

一致させるためには、 $i = 2$ の場合には駆動側の摩擦係数を $\mu_{dr} = 0.8$ 程度に、従動側では駆動側よりかなり小さく $\mu_{dn} = 0.4$ 程度とする必要がある。一方、 $i = 0.5$ では $\mu_{dr} \leq 0.06$ 、 $\mu_{dn} = 0.07$ とする必要がある。プーリ回転が高い場合にはハイドロプレーニング現象等によりブロック／プーリ間の摩擦係数が変化する可能性はあるが、ベルト周速が 2.2 m/sec と遅い場合には駆動側と従動側で摩擦係数が大きく違うことは考えにくく、このままでは実用的であるとは言えない。

【0100】4. 金属Vベルトを用いたCVTのプーリ推力バランス式

Gerbertの理論ではプーリ中でのベルトの半径方向のすべりとそれに伴う摩擦力の方向と大きさの変化を考慮するなど、プーリ中でのCVTベルトの定常状態での挙動を詳細に解析できる可能性がある。しかし、同理論は元来、引張りタイプのベルトを対象としており、構造的な違いを有する金属性Vベルトを用いた押し駒式CVTの伝動メカニズムに彼の理論結果のみを適用することは問題がある。金属VベルトCVTではリングとブロックの間でも摩擦力が働くなど、プーリとの接触中の力の伝達機構は従来のベルト伝動機構とは大きく異なることが予想される。

【0101】図35は $Q_{dr}/Q_{dn}-r$ 線図上にプロットしたGerbertの理論結果を示す。変速比が大きいところではある程度実験結果と定性的な一致を示すものの、摩擦係数を変化させても実験結果とは近づかない。

両者では、 $Q_{dr}/Q_{dn}-r$ 関係で折れ曲がる位置の r が*

$$\frac{Q_{dn}}{F_s} = \frac{\cot(\alpha + \rho)(\theta_{dn} - \phi)}{4} (1 - \lambda) + \frac{\cos \alpha}{2\mu} \lambda$$

$$\phi = \frac{\sin \alpha}{\mu} \ln \frac{1 + \lambda}{1 - \lambda}$$

$$\rho = \tan^{-1} \mu$$

【0105】

※ ※ 【数13】

$$\frac{Q_{dr}}{F_s} = \frac{\cot(\alpha + \rho)\theta_{dr}}{4} (1 + \lambda)$$

$$\lambda = \frac{T_{in}}{R_{dr} F_s}$$

【0106】実際の制御では、与えられた変速比 i 、最大伝達トルク T_r およびトルク比 r に対して Q_{dr}/Q_{dn} を求める必要がある。迅速な制御のためには、これらの関係が簡単に計算される必要がある。変速比 i および摩擦係数 μ が与えられれば、式(12)、(13)で $\cot(\alpha + \rho)$ 、 θ_{dr} 、 θ_{dn} は定数となる。従って、式(13)は λ について非線形となる。それゆえ、式(12)、(13)から、 F_s および λ を消去し、容易な形

*異なる。さらに、 $i \leq 1$ では定性的な一致も認めがたくなる。

【0102】図36では、トルク比 $r = 0.5, 0.75, 0.95$ について図35から求めた $Q_{dr}/Q_{dn}-i$ 関係をしめす。図35と比較すると明かなように、 $Q_{dr}/Q_{dn}-i$ 関係についてはどの変速比 i にも $\mu = 0.1$ を用いてGerbertの理論から得られる結果は、定性的に実験結果と一致する。特に高負荷ではリングとブロック間の摩擦による力の伝達はブロック／プーリ間の伝達力に比べて小さくなるので、リングとブロック間の摩擦による伝達力を考慮していないGerbertの理論をはじめ、従来のVベルトを用いたCVTのプーリ推力式の押し駒式金属Vベルトを用いたCVTの推力バランス予測への適用は必ずしも不合理ではない。

【0103】ここでは、従来のVベルト式CVTのプーリ推力式を修正し、本金属VベルトCVTのプーリ推力を実用的に求めることのできる実用推力バランス式を求めてみる。Gerbert理論では各可変溝幅プーリの推力とトラクション係数 λ の関係は複雑な非線形微分方程式をとかなければならない。マイクロプロセッサが発達した今日においても基礎方程式を手軽に解くことは難しく、将来CVTの電子制御にも適用しにくい。そこで、ここでは従動側プーリ推力の計算にはMilioiの式を、駆動側にはWoolleyの式を用いる。それらは次式で与えられる。

【0104】

【数12】

で $Q_{dr}/Q_{dn}-i$ 関係を求めることができない。また、 Q_{dr}/Q_{dn} を i で容易に微分することも難しい。 $Q_{dr}/Q_{dn}-i$ 関係を容易な形で求めるためには、式(12)を λ について線形化する必要がある。

【0107】ここで、式(12)の ϕ に注目する。図37、38は $\ln(1 + \lambda)/(1 - \lambda)$ と λ の関係を示す。図から明かなように、 $\lambda = 0 \sim 1$ で $\ln(1 + \lambda)/(1 - \lambda)$ と λ の関係は非線形となる。しかし、

実際にCVTが使用される領域は幅広く見積ってもトルク比で $0.5 < r \leq 0.95$ 程度である。この場合、 $0.25 < \lambda \leq 0.45$ となる。このように λ が狭い範囲では $\ln(1+\lambda)/(1-\lambda)$ と λ の関係を直線で*

$$\phi \approx \frac{\sin \alpha}{\mu} (a\lambda + b) \quad (14)$$

【0109】式(14)を式(12)に代入し、式(13)と連立して解けば、 $Q_{dr}/Q_{dn}-i$ 関係を変速比 i とトルク比 r に対して次式のように容易に求めることができる。ただし、連立方程式を解く過程で λ に関して2※10

$$\frac{Q_{dr}}{Q_{dn}} = f(i, r) \quad (15)$$

【0111】ここで、摩擦係数 μ は変速比 i 、トルク比 r によらず一定とする。全スリップが生じる限界トルク T_r' の測定結果からブリー/ブロック間の摩擦係数 μ は約0.1程度と見積られている。 $r=0.77$ について、式(15)を用いて $Q_{dr}/Q_{dn}-i$ 関係を求めた結果を図39に破線で示す。図によれば、 $i=1$ をのぞいて式(15)による計算結果は実験結果と一致しない。 $i < 1$ では Q_{dr}/Q_{dn} の計算結果は実験結果より小さくなり、 $i > 1$ では大きくなる。

【0112】式(15)によれば、摩擦係数 μ が小さくなると Q_{dr}/Q_{dn} は小さくなり、 μ が大きくなれば Q_{dr} ★

$$\begin{aligned} \mu' &= \frac{\theta_{dr}(i)}{\pi} \mu & i > 1 \\ \mu' &= \frac{\pi}{\theta_{dn}(i)} \mu & i < 1 \end{aligned} \quad (16)$$

【0114】変速比による見かけの摩擦係数の修正を行って求めた $Q_{dr}/Q_{dn}-i$ 関係を図39に実線でしめす。実験結果と計算結果を比較すると、両者に良い一致が見られ、式(15)、(16)によって $Q_{dr}/Q_{dn}-i$ 関係を精度良く予測することができる。なお、この図39に示す関係が前述の変速制御において制御値決定のために用いた図6の関係である。

【0115】5. 結論

押し駒式金属製Vベルトを用いたCVTの伝動試験を行い、以下の結論を得た。(1)変速比 $i=2 \sim 0.5$ の範囲で、最大伝達トルクは従動側ブリー推力に比例する。

(2)いずれの変速比においても、従動側ブリー推力一定下ではブリー推力比 Q_{dr}/Q_{dn} とトルク比 r との関係に最大伝達トルクは影響しない。いずれの変速比でも、 $r \geq 0.5$ では Q_{dr}/Q_{dn} はほぼ一定である。 i が大きい場合には、 $Q_{dr}/Q_{dn}-r$ 関係は2本の折れ曲がる直線で表される。

(3) $Q_{dr}/Q_{dn}-r$ 関係に及ぼすブリー回転数の影響は低速回転域では見られないが、高速回転域では少し認められる。

*近似することができる。すなわち、 a 、 b を定数として ϕ は次式で表される。

【0108】
【数14】

※次式が含むため、 $\lambda \geq 0$ であることを用いて有効な解のみを用いる。

【0110】
【数15】

★ Q_{dn} は大きくなる。Vベルト伝動理論によれば、 $i \neq 1$ の場合、大径ブリー側でIdle arcが存在する。この場合、ブリー全域でベルトがブリー中で滑ると考えた場合より見かけの摩擦係数は小さくなると考えられる。そこで、式(15)出用いる見かけの摩擦係数 μ' を変速比 i の関数、言い換えれば、 $i > 1$ の場合は駆動側ブリーの巻き付け角 $\theta = \theta_{dr}$ に、 $i < 1$ の場合は従動側ブリーの巻き付け角 $\theta = \theta_{dn}$ に依存するものとして次のように修正する。

【0113】
【数16】

(4)トルク比 $r \geq 0.5$ の領域では、変速比とブリー推力比 P_{dr}/P_{dn} との関係は下に凸な一本の曲線で表される。 $i \geq 0.8$ 以上では回転数の影響は少ない。高回転数では、 $i \geq 0.8$ で Q_{dr}/Q_{dn} の大きさは低回転数のときより小さくなる。

(5)ブリー推力をトラクション係数 λ を用いて表せば、回転数の影響が強くあらわれる。両者の関係はGerbertの理論と定性的に一致するものの、定量的に一致させるためには駆動側ブリー、従動側ブリーについて見かけの摩擦係数を変える必要があるなど、実用的でない。

(6)従来のVベルトCVTのブリー推力式を修正し、金属Vベルトを用いたCVTの実用推力バランス式を提案した。本実用式は実験結果とよい一致を示し、押し駒式金属Vベルトを用いたCVTのブリー推力を見積るのに有効である。

【0116】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、入力軸に繋がるドライブ側可動ブリーと出力軸に繋がるドリブン側可動ブリーとの間にVベルトを巻掛けるとともに、ドライブ側可動ブリーのブリー幅設定用のドライ

ブ側シリンダと、ドリブン側可動ブーリのブーリ幅設定用のドリブン側シリンダとを有してなるベルト式無段変速機において、高制御圧PHを有した高圧制御油を作り出す高圧レギュレータバルブと、この高制御圧PHより低圧の低制御圧PLである低圧制御油を作り出す低圧レギュレータバルブと、高圧制御油および低圧制御油を前記ドライブ側シリンダおよびドリブン側シリンダに振り分けて供給するシフトバルブと、このシフトバルブの作動を制御するシフトコントロール手段とからベルト式無段変速機の制御装置を構成しており、このシフトコントロール手段は、現在の変速比を定常状態で保持するために必要なドライブ側シリンダの軸推力 Q_{dr} とドリブン側シリンダの軸推力 Q_{dn} との比（軸推力比） $\gamma = Q_{dr}/Q_{dn}$ が得られるようなシフトバルブの作動位置を基準位置とし、シフトバルブを、この基準位置から、変速目標値と変速現在値との偏差を零にする方向に作動させるようになっている。

【0117】なお、Vベルトとしては、多数の金属駒をベルトストラップにより無端リングベルト状に保持してなり、ドライブ側およびドリブン側可動ブーリ間に巻掛けられた状態で、各金属駒が隣接する金属駒を押して駆動力を伝達するようになった押し駒式金属Vベルトを用いるのが好ましい。

【0118】以上のような制御装置により変速制御を行えば、変速指令が出されたときに、そのときの変速比で定常走行した場合に必要なとされる軸推力比 $\gamma = Q_{dr}/Q_{dn}$ となるシフトバルブの位置が基準作動位置として設定される。そして、この基準作動位置から変速目標値と変速現在値との偏差を零にするようにシフトバルブの作動が制御されるため、変速開始時のみならず変速過渡状態においても、ドライブ側およびドリブン側ブーリの軸推力を最適にするような制御を行うことができ、そのときの変速比で定常走行したときの軸推力比となるシフトバルブ位置を基準作動位置として制御するので、定常偏差がほとんど発生しない。さらに、変速目標値と変速現在値との偏差を零にするような制御値が出力されるため、この偏差が大きいときには急速に変速比を目標値に近づけ、偏差が小さくなるにしたがってゆっくりと変速比を目標値に近づける制御がなされ、最適な変速速度に基づく変速制御を行うことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る制御装置を有したVベルト式無段変速機を示すスケルトン図である。

【図2】本発明に係る制御装置を示す油圧回路図である。

【図3】本発明に係る制御装置を示す油圧回路図である。

【図4】この制御装置による制御内容を示すフローチャートである。

【図5】この制御に用いられる目標エンジン回転数と車

速とスロットル開度との関係を示すグラフである。

【図6】この制御に用いられる変速比と軸推力比との関係を示すグラフである。

【図7】この制御装置により設定される高制御圧と低制御圧との関係を示すグラフである。

【図8】この制御装置を構成するシフトバルブストロークとドライブ側およびドリブン側シリンダ室油圧との関係を示すグラフである。

【図9】この制御装置において所定の変速比を得るための低制御圧とシフトバルブストロークとの関係を示すグラフである。

【図10】この制御装置による制御内容を示す制御ブロック図である。

【図11】図6の関係を実証する実験に用いられた金属Vベルトを示す斜視図である。

【図12】この金属Vベルトを構成する押し駒を示す正面図および側面図である。

【図13】この実験用の装置構成を示すブロック図である。

【図14】変速比 $i = 0.5$ の場合でのトルク比とブーリ推力比との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図15】変速比 $i = 0.8$ の場合でのトルク比とブーリ推力比との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図16】変速比 $i = 1.0$ の場合でのトルク比とブーリ推力比との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図17】変速比 $i = 1.25$ の場合でのトルク比とブーリ推力比との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図18】変速比 $i = 2.0$ の場合でのトルク比とブーリ推力比との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図19】金属Vベルトを構成する押し駒に作用する力を示す斜視図である。

【図20】変速比とブーリ推力との関係を示すグラフである。

【図21】変速比と摩擦係数の比との関係を示すグラフである。

【図22】金属Vベルトの動力伝達状態およびブロックの速度とリングの速度を示す説明図である。

【図23】変速比 $i > 1$ の場合の金属Vベルトの動力伝達状態を示す説明図である。

【図24】変速比 $i < 1$ の場合の金属Vベルトの動力伝達状態を示す説明図である。

【図25】変速比 $i = 0.5$ の場合でのトルク比とブーリ推力比との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図26】変速比 $i = 1.0$ の場合でのトルク比とブー

リ推力比との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図27】変速比 $i = 2.0$ の場合でのトルク比とブリー推力比との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図28】トルク比 $r = 0.77$ における変速比とブリー推力比との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図29】変速比 $i = 0.5$ の場合でのトラクション係数とブリー推力をブリー軸間力で割った値との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図30】変速比 $i = 1.0$ の場合でのトラクション係数とブリー推力をブリー軸間力で割った値との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

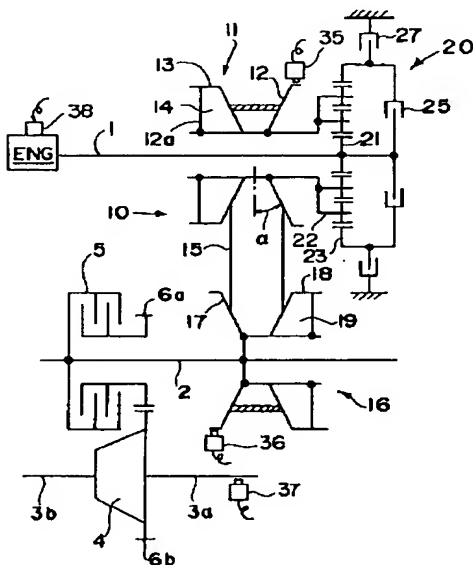
【図31】変速比 $i = 2.0$ の場合でのトラクション係数とブリー推力をブリー軸間力で割った値との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図32】変速比 $i = 0.5$ の場合でのトラクション係数とブリー推力をブリー軸間力で割った値との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図33】変速比 $i = 1.0$ の場合でのトラクション係数とブリー推力をブリー軸間力で割った値との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図34】変速比 $i = 2.0$ の場合でのトラクション係*

【図1】



*数とブリー推力をブリー軸間力で割った値との関係について得られた実験結果を示すグラフである。

【図35】トルク比とブリー推力比との理論値を示すグラフである。

【図36】この理論値に基づいて得られた変速比とブリー推力比との関係を示すグラフである。

【図37】トラクション係数と $\log \{ (1 + \lambda) / (1 - \lambda) \}$ との関係を示すグラフである。

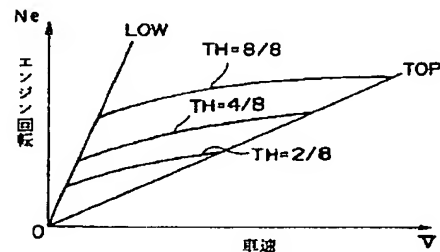
【図38】トラクション係数と $\ln \{ (1 + \lambda) / (1 - \lambda) \}$ との関係を示すグラフである。

【図39】変速比とブリー推力比との関係についての理論値、修正理論値および実験結果を示すグラフである。

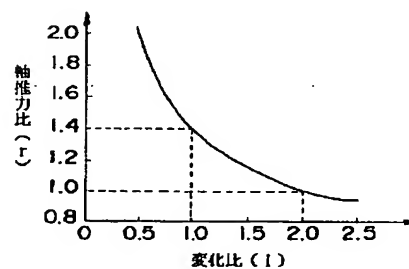
【符号の説明】

- 5 発進クラッチ
- 10 金属Vベルト機構
- 20 遊星歯車式前後進切換機構
- 25 前進用クラッチ
- 27 後進用ブレーキ
- 40 クラッチレデューシングバルブ
- 43 クラッチコントロールバルブ
- 46 マニュアルバルブ
- 50 高低圧コントロールバルブ
- 60 シフトバルブ

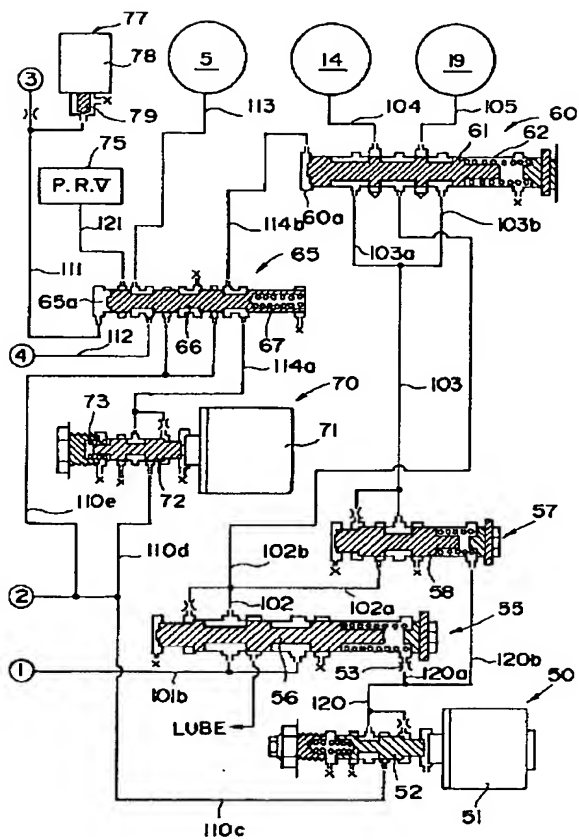
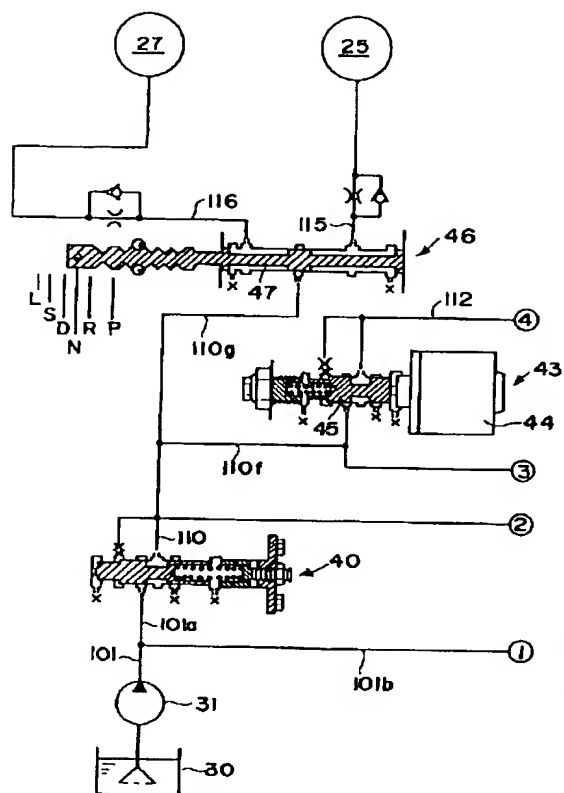
【図5】



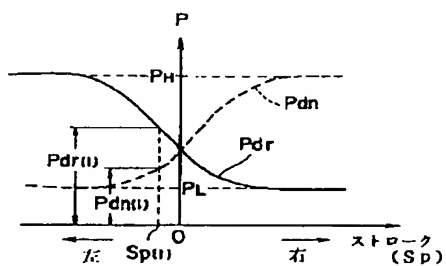
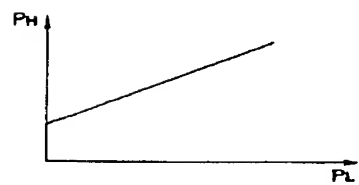
【図6】



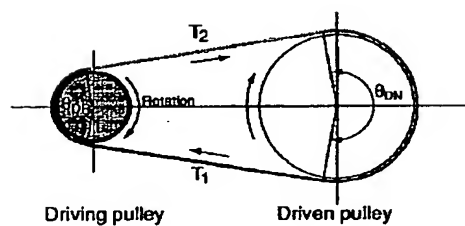
【圖3】



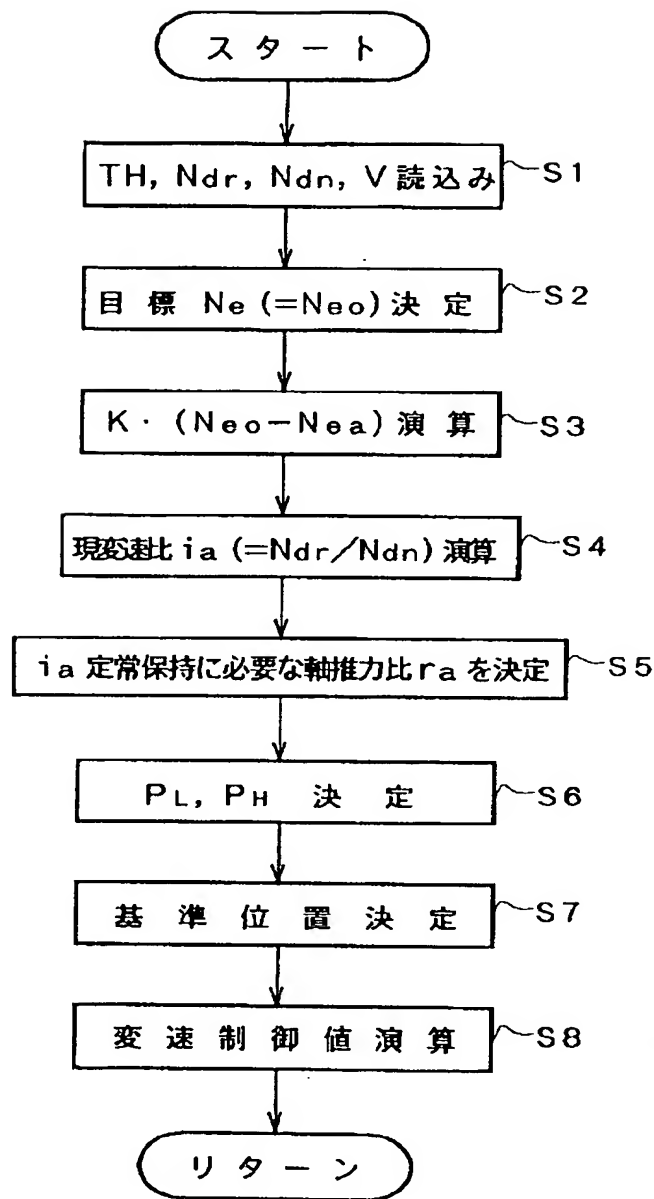
【图 8】



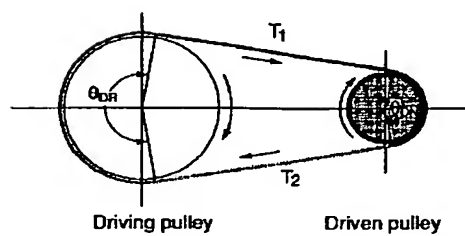
【圖 23】



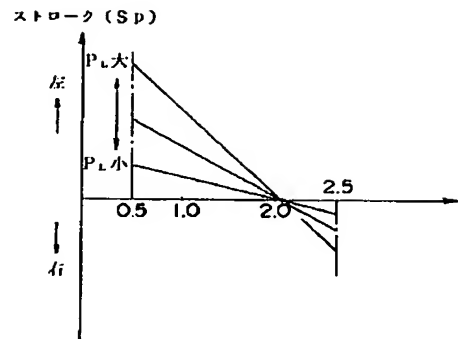
【図4】



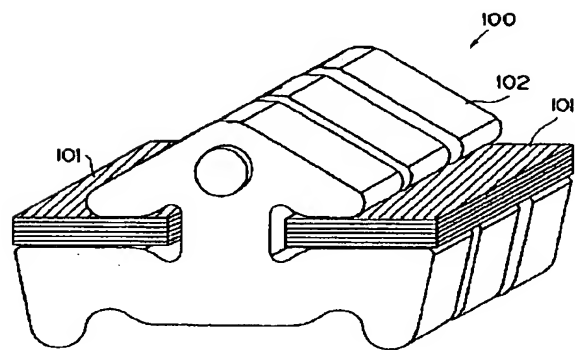
【図24】



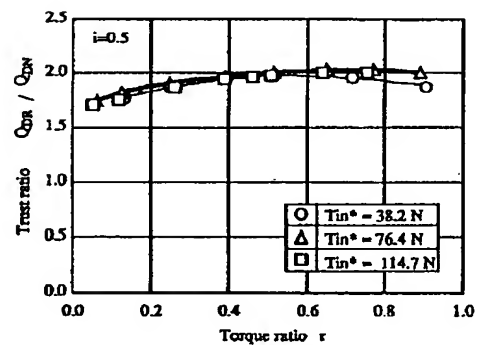
【図9】



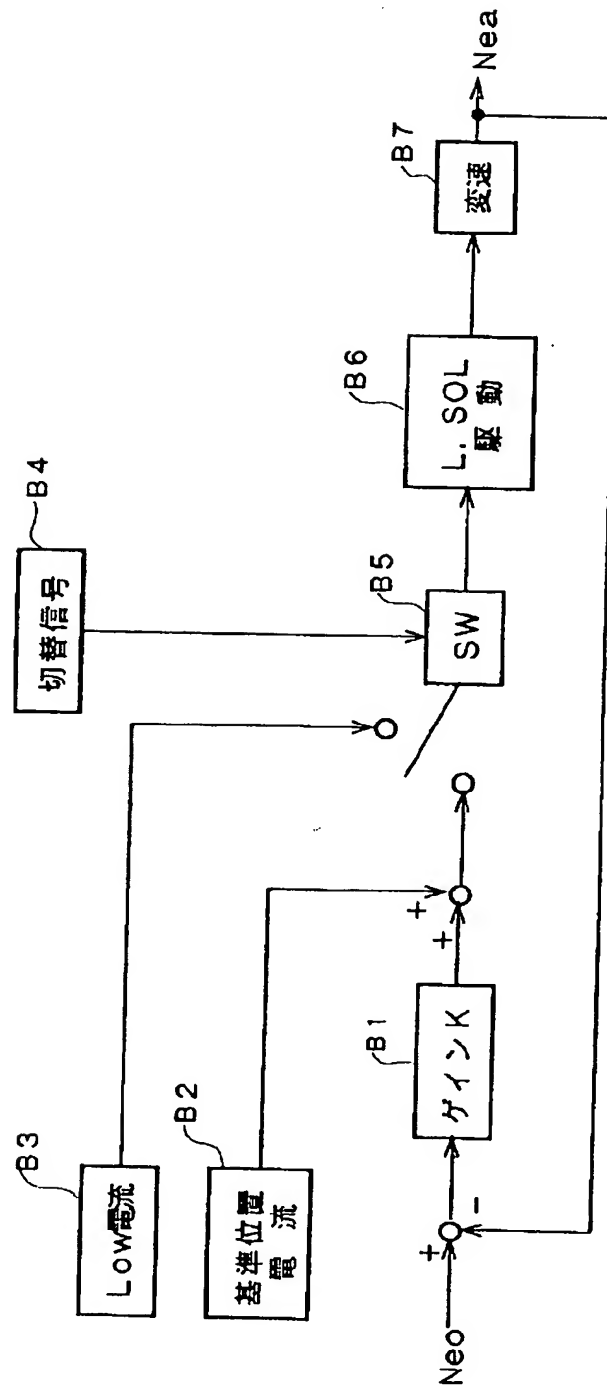
【図11】



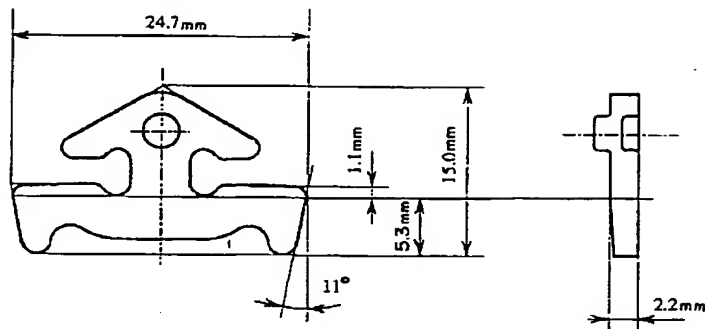
【図14】



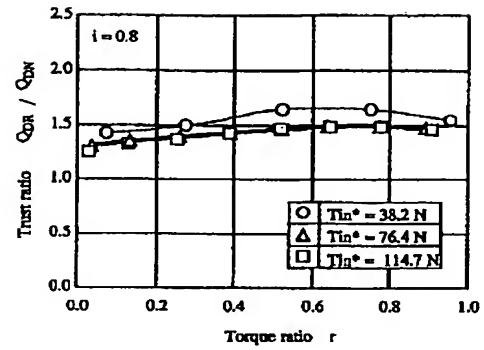
【図10】



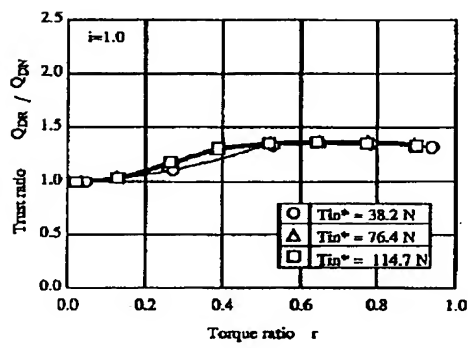
【図12】



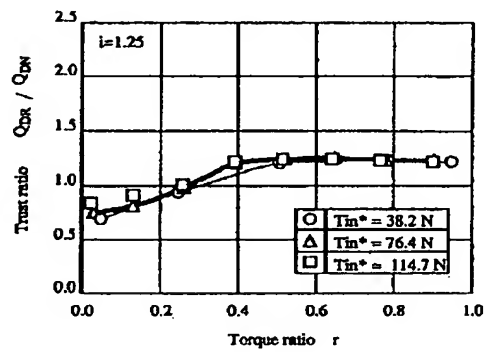
【図15】



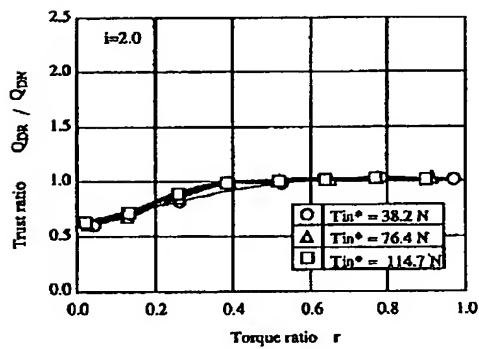
【図16】



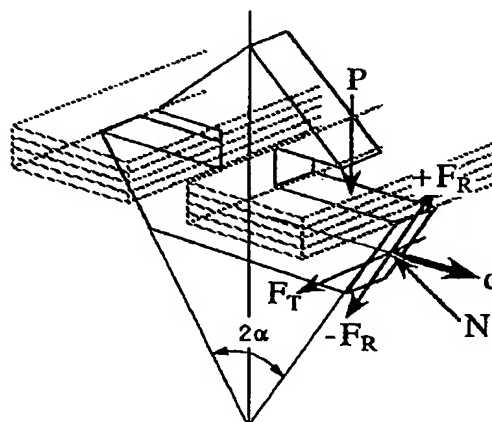
【図17】



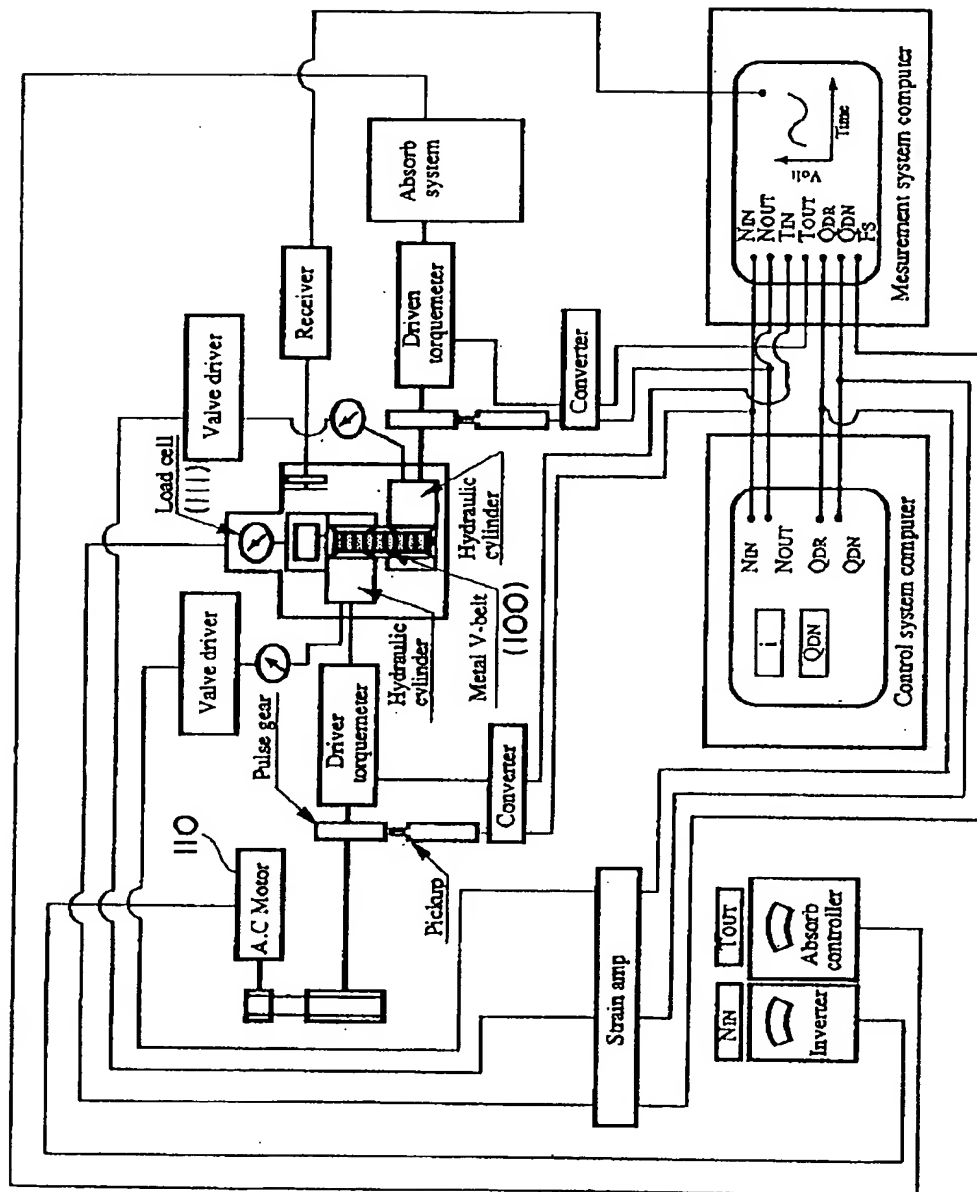
【図18】



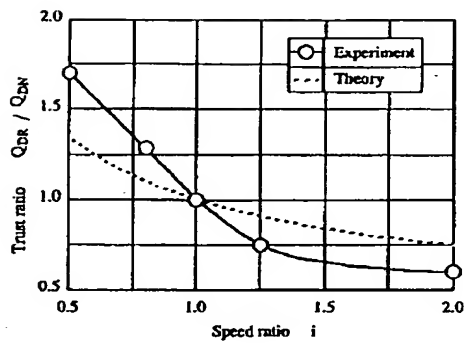
【図19】



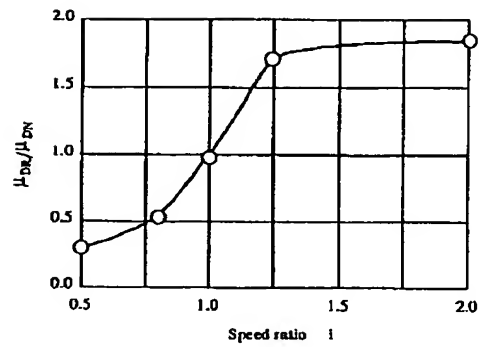
【図13】



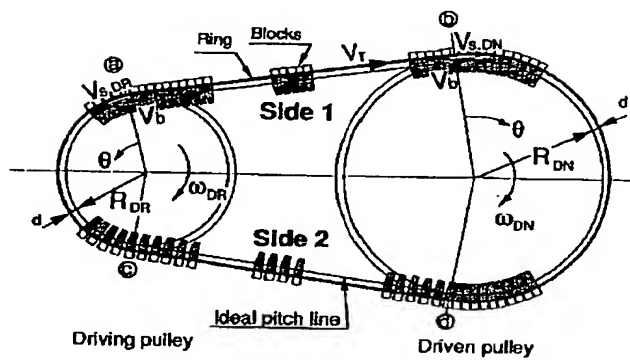
【図20】



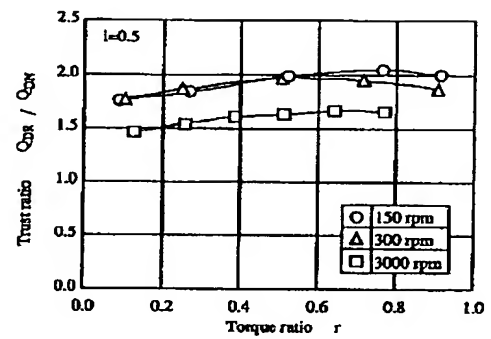
【図21】



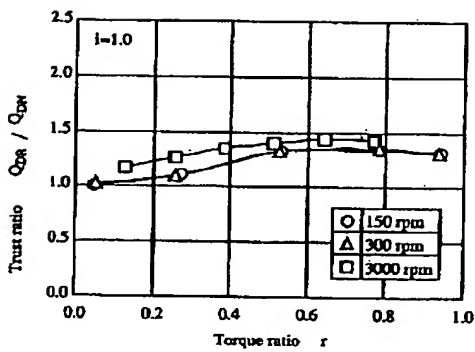
【図22】



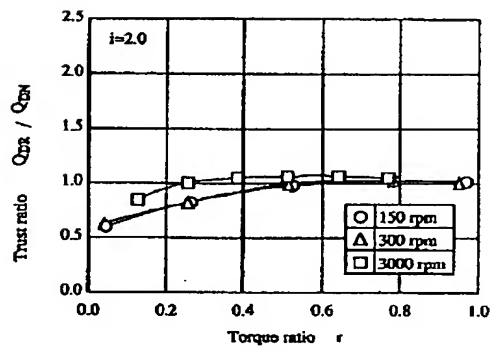
【図25】



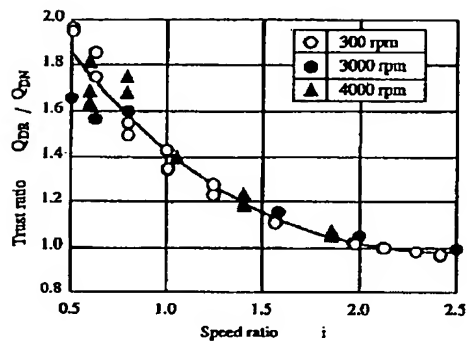
【図26】



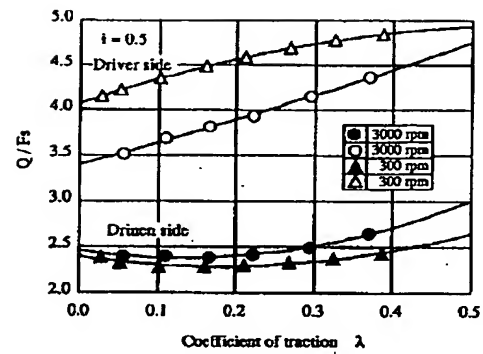
【図27】



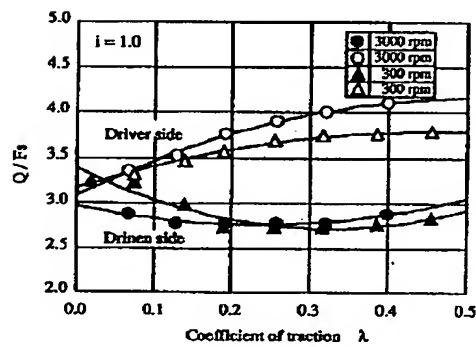
【図28】



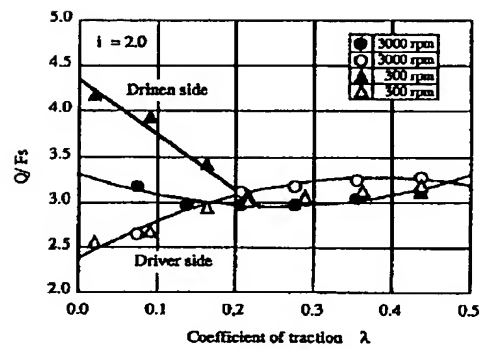
【図29】



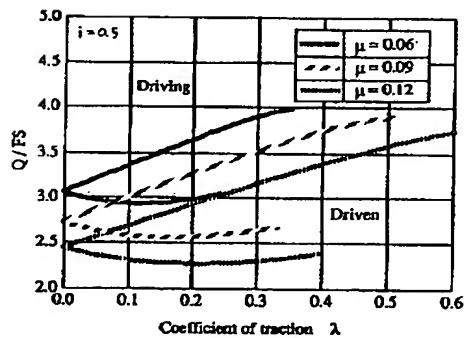
【図30】



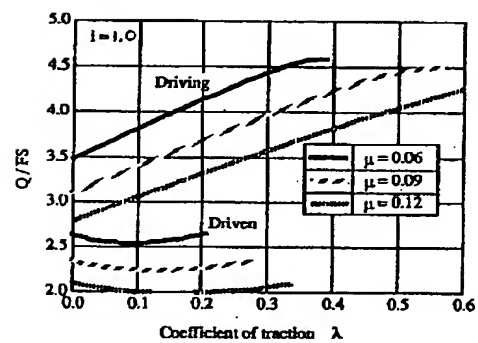
【図31】



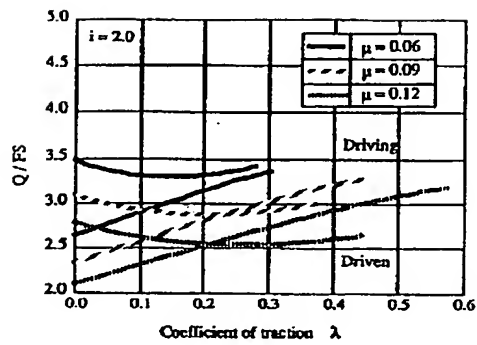
【図32】



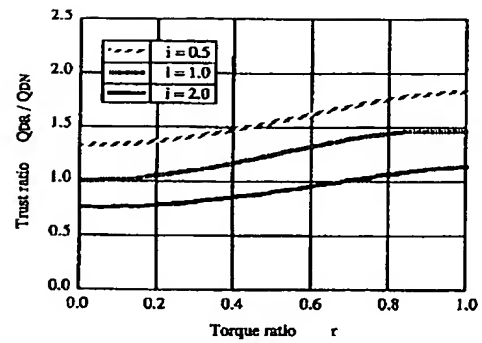
【図33】



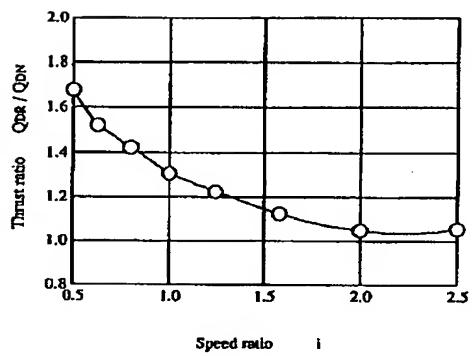
【図34】



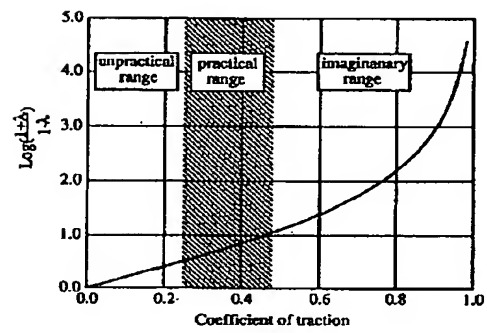
【図35】



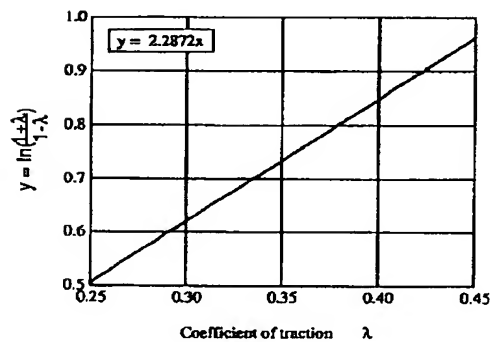
【図36】



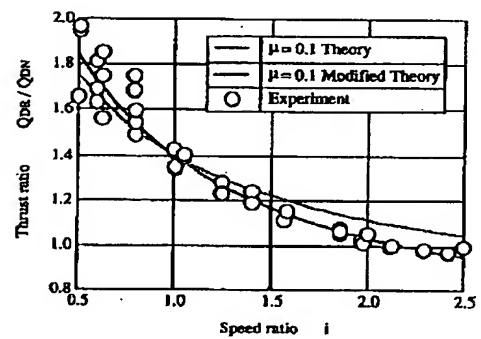
【図37】



【図38】



【図39】



フロントページの続き

(72)発明者 黒川 健正
京都市中京区室町通丸太町下ル道場町9 フ
ルホワイト102